


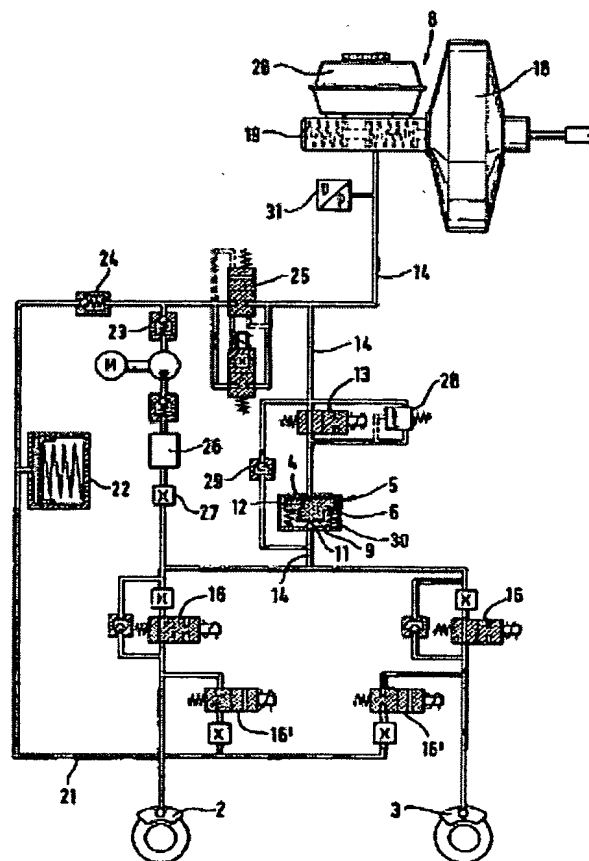
**BEST AVAILABLE COPY****Hydraulic car braking installation with wheel slip control has maximum vacuum brake force amplification limited to mean value of wheel brake pressure representative of wheel slip-free normal braking**

**Patent number:** DE19918112  
**Publication date:** 2000-03-02  
**Inventor:** KLEY RONALD (DE); ANGENENDT GUIDO (DE); VOLZ PETER (DE)  
**Applicant:** CONTINENTAL TEVES AG & CO OHG (DE)  
**Classification:**  
 - international: B60T13/16; B60T8/48  
 - european: B60T13/68C, B60T8/44B, B60T13/18  
**Application number:** DE19991018112 19990422  
**Priority number(s):** DE19991018112 19990422; DE19981038608 19980825; DE19981038613 19980825

Also published as:

 US6283558 (B1)
**Abstract of DE19918112**

A hydraulic car braking installation with wheel slip control has a brake pressure transmitter consisting of a vacuum brake booster and a master brake cylinder. The installation is connected via a brake line to at least a pair of wheel brakes. There is a pump connected to the brake line to supply pressurized medium of the brake pressure transmitter in the direction of the wheel brakes during the slip control plus at least one pressure modulation valve inserted into the brake line downstream for varying the brake pressure in the wheel brakes during the slip control. The vacuum brake booster in wheel slip-free normal braking operation increases the effect of the pedal force onto the master cylinder. The maximum vacuum brake force amplification is limited to a mean value of the wheel brake pressure representative of the wheel slip-free normal braking. Upon exceeding the representative mean value, additionally to the vacuum brake force amplification, a hydraulic amplification of the wheel brake force takes place by the setting into operation of the pump, which is adjusted to a pedal force-proportional pressure.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 199 18 112 A 1**

⑤ Int. Cl. 7:  
**B 60 T 13/16**  
B 60 T 8/48

⑳ Aktenzeichen: 199 18 112.8  
㉑ Anmeldetag: 22. 4. 1999  
㉒ Offenlegungstag: 2. 3. 2000

DE 199 18 112 A 1

⑥ Innere Priorität:

198 38 608. 7 25. 08. 1998  
198 38 613. 3 25. 08. 1998

⑦ Anmelder:

Continental Teves AG & Co. oHG, 60488 Frankfurt,  
DE

⑦2 Erfinder:

Volz, Peter, Dr., 64291 Darmstadt, DE; Kley, Ronald,  
63500 Seligenstadt, DE; Angenendt, Guido, 60318  
Frankfurt, DE

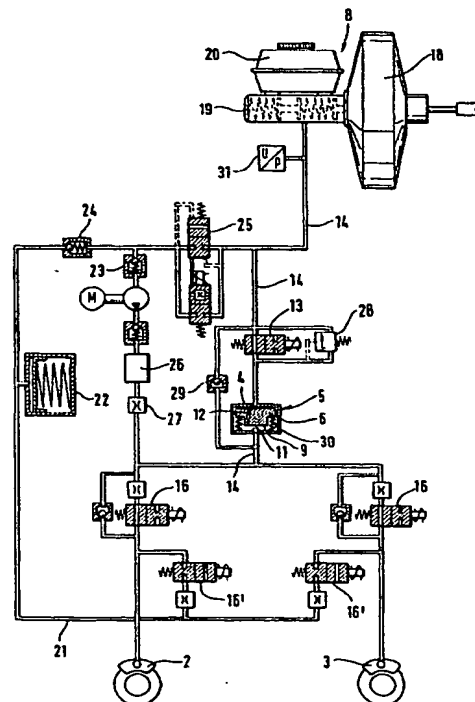
⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:

DE 198 50 386 A1  
DE 196 48 596 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤4 Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage mit Radschlupfregelung

⑤1 Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage mit Radschlupfregelung, mit einem aus einem pedalbetätigten Vakuumbremskraftverstärker (18) und einem Hauptbremszylinder (19) bestehenden Bremsdruckgeber (8), der über eine Bremsleitung (14) mit wenigstens einem Paar Radbremsen (2, 3) verbunden ist, mit einer an der Bremsleitung (14) angeschlossenen Pumpe (1) zur Förderung von Druckmittel des Bremsdruckgebers (8) in Richtung der Radbremsen (2, 3) während der Radschlupfregelung, sowie mit wenigstens einem stromabwärts in die Bremsleitung (14) eingesetzten Druckmodulationsventil (16, 16') zur Variation des Bremsdrucks in den Radbremsen (2, 3) während der Radschlupfregelung. Die maximale Vakuumbremskraftverstärkung ist auf einen für die radschlupffreien Normalbremsungen repräsentativen Mittelwert der Radbremsdrücke begrenzt, wobei beim Überschreiten des repräsentativen Mittelwertes zusätzlich zur Vakuumbremskraftverstärkung eine hydraulische Verstärkung des Radbremsdrucks durch Inbetriebnahme der Pumpe (1) erfolgt, die auf einen pedalkraftproportionalen Druck eingeregelt ist.



DE 199 18 112 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage mit Radschlupfregelung nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Aus der DE 196 13 903 A1 ist bereits eine Kraftfahrzeugbremsanlage bekannt geworden, die einen pedalbetätigten, aus einem Vakuumbremskraftverstärker und einem Hauptbremszylinder bestehenden Bremsdruckgeber aufweist, der über entsprechende Bremsleitungsverbindungen an mehreren Radbremsen angeschlossen ist. Ferner weist die hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage eine Pumpe auf, die gleichfalls an den Bremsleitungen angeschlossen ist, um bei einer Radschlupfregelung die Radbremsen mit Druckmittel zu speisen, wobei zur Regelung des Radschlupfes den Radbremsen entsprechende Druckmodulationsventile zugeordnet sind. Zum Erreichen einer möglichst großen Servowirkung des Vakuumbremskraftverstärkers ist dieser entsprechend groß zu dimensionieren, um auch mit einem geringen Vakuum sowohl im radschlupffreien Normalbremsenbetrieb als auch während einer Antiblockier- als auch Fahrdynamikregelung entsprechend große Bremsdrücke unter Einhaltung kleiner Druckaufbauzeiten im Hauptzylinder realisieren zu können.

Aufgrund des häufig nur geringen Vakuums und/oder auch aufgrund eingeschränkter Platzverhältnisse für den Vakuumverstärker können sich Nachteile für die Bremsanlage ergeben.

Daher ist es die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage der eingangs genannten Art mit möglichst einfachen, kostengünstigen und funktionssicheren Mitteln derart zu verbessern, daß unabhängig von der Größe des Vakuums und dem zur Verfügung stehenden Einbauraum für die Bremsanlage im Fahrzeug ein möglichst einfacher, kleinbauender Bremskraftverstärker realisiert werden kann, ohne Einschränkungen hinsichtlich der Servowirkung hinnehmen zu müssen, sodaß sämtliche Druckregelfunktionen innerhalb der Bremsanlage unverändert gewährleistet bleiben.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß für eine hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage der angegebenen Art mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst.

Weitere Merkmale, Vorteile und Anwendungsmöglichkeiten der Erfindung werden im nachfolgenden anhand den Unteransprüchen und der Beschreibung mehrerer Ausführungsbeispiele gemäß den Fig. 1 bis 4 erläutert.

Es zeigen:

**Fig. 1** den Hydraulikschaltplan für eine Kraftfahrzeugbremsanlage, die sowohl mit Antriebsschlupf-, Brems-

**Fig. 2** den Ausschnitt einer alternativen Ventilschaltung der in **Fig. 1** schematisch dargestellten Kraftfahrzeugbremsanlage,

**Fig. 3** einen konstruktiven Lösungsvorschlag zur Realisierung der in den **Fig. 1** und **2** symbolisch dargestellten Kolbenbaugruppe,

**Fig. 4** ein Diagramm zur Erläuterung der durch den Vakuumbremskraftverstärker und die Pumpe aufgebrachten Bremskraftverstärkung.

Die **Fig. 1** zeigt in schematischer Darstellung eine hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage, bestehend aus einem Bremsdruckgeber **8**, der sich im einzelnen aus einem Vakuumbremskraftverstärker **18** und einem Hauptbremszylinder **19** zusammensetzt, an dem ein Vorratsbehälter **20** angeordnet ist. Zwecks guter Überschaubarkeit ist lediglich ein Bremskreis entsprechend einem einzigen Anschluß an eine Arbeitskammer des Hauptbremszylinders **19** dargestellt, die

im näheren als Bremsleitung **14** eine hydraulische Verbindung zu einem paar Radbremsen **2, 3** herstellt. In diese Bremsleitung **14** sind stromaufwärts zu den Radbremsen **2, 3** stromlos offene als auch stromlos geschlossene Druckmodulationsventile **16, 16'** geschaltet, die vorzugsweise als 2/2-Wegeventile ausgebildet sind und elektromagnetisch als Ein- und Auslaßventile betätigt werden. An das in Grundstellung stromlos geschlossene Druckmodulationsventil **16'** schließt sich eine Rücklaufleitung **21** an, die zur Saugseite einer Pumpe **1** führt. Um bei Bedarf von den Radbremsen **2, 3** in Richtung der Rücklaufleitung **21** strömendes Volumen kurzzeitig speichern zu können, befindet sich in einer Abzweigung an die Rücklaufleitung **21** ein Niederdruckspeicher **22**, der nach Öffnen der normalerweise geschlossenen Druckmodulationsventile **16'** das Druckmittel der Radbremsen **2, 3** aufnimmt. Zwischen einem Pumpenausgaventil **23** und dem Anschluß des Niederdruckspeichers **22** an die Rücklaufleitung **21** befindet sich ein Druckrückhalteventil **24**, das ausschließlich in Richtung des Pumpenausgavens geöffnet werden kann. Zwischen dem Druckrückhalteventil **24** und dem Pumpenausgaventil **23** befindet sich ferner ein Druckmittelananschluß mit einer Verbindung zur Bremsleitung **14**, in die ein elektromagnetisch betätigbares Umschaltventil **25** eingesetzt ist, das als sogenanntes Zweistufenventil ausgebildet ist. In der Grundstellung des Umschaltventils **25** besteht normalerweise keine Druckmittelverbindung des Bremsdruckgebers **8** über die Bremsleitung **14** zur Saugseite der Pumpe **1**. Die Druckseite der Pumpe **1** weist eine an sich bekannte Geräuschdämpfungskammer **26** mit nachgeschalteter Blende **27** auf, über die die Pumpendruckseite stromaufwärts zu den in Grundstellung geöffneten Druckmodulationsventilen **16** mit der Bremsleitung **14** verbunden ist. In der Bremsleitung **14** befindet sich stromaufwärts zu den als Einlaßventilen ausgebildeten Druckmodulationsventilen **16** sowie stromabwärts zur Blende **27** eine sog. Kolbenbaugruppe **5**. Ferner befindet sich zwischen der Kolbenbaugruppe **5** und dem Bremsdruckgeber **8** in der Bremsleitung **14** ein in Grundstellung auf ungehinderten Durchlaß geschaltetes Trennventil **13**, das elektromagnetisch betätigbar ist und in der Regel eine Überdruckventilfunktion aufweist, die symbolisch in Parallelschaltung zum Trennventil **13** als Druckbegrenzerventil **28** dargestellt ist. Zur Umgehung des Trennventils **13** und der stromabwärts dazu befindlichen Kolbenbaugruppe **5** befindet sich ein in Richtung der Radbremsen **2, 3** öffnendes Rückschlagventil **29**, das in einer Bypassleitung zur Bremsleitung **14** eingesetzt ist.

Hierbei ist die vorgeschlagene Bremsanlage derart gestaltet, daß auch mit einem deutlich geringeren Aussteuerdruck infolge des reduzierten Vakuums im Vakuumbremskraftverstärker oder auch unabhängig von der Größe des Vakuums mittels eines miniaturisierten Vakuumbremskraftverstärkers eine hinreichend große Servowirkung des Vakuumbremskraftverstärkers für den überwiegenden Betrieb einer Normalbremsung des Kraftfahrzeuges möglich ist. Andererseits werden jedoch auch mit der vorgeschlagenen Bremsanlage die an sich bekannten Antiblockier-, Antriebsschlupf- als auch Fahrdynamikregelvorgänge bewältigt. Dies wird erfindungsgemäß dadurch ermöglicht, daß für den über die wohl dosierten Normalbremsungen hinausgehenden Teil der Bremsungen, die eine maximale Fahrzeugverzögerung verlangen, eine hydraulische Verstärkung die Vakuumverstärkung ergänzt, sodaß beim Überschreiten eines repräsentativen Mittelwertes der erforderlichen Radbremsdrücke bereits in der radschlupffreien Normalbremsung zusätzlich zur Vakuumbremskraftverstärkung eine hydraulische Verstärkung durch Inbetriebnahme der Pumpe **1** erfolgt, die in Richtung der Radbremsen **2, 3** einen pedalkraftproportionalen Druck

erzeugt, um entsprechend der Darstellung nach Fig. 4 den Aussteuerdruck und damit den Aussteuerpunkt V des Vakuumbremskraftverstärkers entsprechend überschreiten zu können. Die pedalkraftproportionale Druckregelung der als hydraulischer Verstärker wirksamen Kolbenpumpe 1 läßt sich vorteilhafterweise durch die von der Pumpe 1 beaufschlagte, in einem Gehäuse 4 der Bremsanlage eingesetzten Kolbenbaugruppe 5 verwirklichen. Diese weist im vorliegenden Ausführungsbeispiel einen Stufenkolben 6 auf, dessen große Stirnfläche 7 dem Druck des Bremsdruckgebers 8 und dessen kleine Stirnfläche 9 sowohl dem Druck der Pumpe 1 als auch dem Radbremsdruck ausgesetzt ist.

Die hydraulische Bremsanlage nach Fig. 2 unterscheidet sich gegenüber der ausführlich dargestellten Bremsanlage nach Fig. 1 durch die Anordnung der Kolbenbaugruppe 5 in einem Bypass-Pfad 15 zum Trennventil 13, der sich an die Bremsleitung 14 anschließt. Ferner ist in der hydraulischen Verbindung zwischen den Pumpe 1 und der Kolbenbaugruppe 5 ein gleichfalls parallel zum Trennventil 13 angeordnetes 2/2-Wegeventil 17 vorgesehen, daß sich abbildungsgemäß unterhalb der Kolbenbaugruppe 5 in der Bremsleitung 15 befindet. Dieses 2/2-Wegeventil 17 ist als in der Grundstellung geschlossenes, vom Bremsdruckgeberdruck auf ungehinderten Durchlaß schaltbares Hydraulikventil ausgebildet, das in seiner Offenstellung das Druckmittel der Pumpe 1 zur Ventilbaugruppe 5 gelangen läßt. Obwohl nicht gezeigt, kann das 2/2-Wegeventil 17 alternativ zur hydraulischen Ansteuerung elektromagnetisch betätigt werden, wozu es dann als in der Grundstellung auf ungehinderten Durchlaß geschaltetes Wegeventil auszuführen ist, das bei elektromagnetischer Erregung die von der Pumpe 1 kommende Druckmittelverbindung in Richtung der Kolbenbaugruppe 5 trennt. Bezüglich der Fortsetzung der in Fig. 2 nicht gezeigten Druckmittelanschlüssen wird auf die Fig. 1 verwiesen.

Vergleicht man nunmehr die Ausführungsformen nach den Fig. 1 und 2 miteinander, so läßt sich feststellen, daß die Darstellung nach Fig. 1 im Hinblick auf die Anordnung der Kolbenbaugruppe 5 den geringsten hydraulischen Aufwand darstellt, während gemäß dem abschnittsweise gezeigten Schaltungsanbau nach Fig. 2 infolge der Parallelanordnung der Kolbenbaugruppe 5 zur Bremsleitung 14 bzw. zum Trennventil 13 zusätzlich das 2/2-Wegeventil 17 benötigt wird, um im vorliegenden Fall eine Antriebsschlupfregelung zu ermöglichen, ohne daß Druckmittel in Richtung des Bremsdruckgebers 8 entweichen kann.

Damit sind jedoch noch nicht alle Alternativen zur Darstellung der vorgeschlagenen Bremsanlage offenbart. Hierzu gehört beispielsweise auch die Möglichkeit, den einen Steuerdruckanschluß des parallel zum Trennventil 13 angeordnete Druckbegrenzerventils 28 unterhalb der Kolbenbaugruppe 5 an die Bremsleitung 14 anzuschließen. Dies kann jedoch infolge des hierdurch unmittelbar abgegriffenen Pumpenarbeitsdrucks zu einem Ventilschaltgeräusch und möglicherweise zu unerwünschten konstruktiven Veränderungen am Druckbegrenzerventil 28 führen, weshalb die in Fig. 1 dargestellte Anschlußlösung des Druckbegrenzerventils 28 im Hinblick auf den relativ geringen Öffnungsdruck und die damit geringfügige Geräuschkulisse und kleine Dimensionierung des Ventils ein Optimum darstellt.

Nachfolgend wird die Funktion der erfindungswesentlichen Merkmale der Bremsanlage beispielhaft anhand der Darstellung nach Fig. 1 erläutert. Mit dem Betätigen des Bremsdruckgebers 8 wird die erzeugte Pedalkraft zunächst über den Vakuumbremskraftverstärker 18 auf bekannte Weise verstärkt. Dabei wird im Hauptbremszylinder 19 ein hydraulischer Druck aufgebaut, der sich über das Rückschlagventil 29 und parallel dazu über das offenstehende

Trennventil 13 und die Druckmittelverbindung 12 in der Kolbeneinheit 5 sowie über die offengeschalteten Druckmodulationsventile 16 in die Radbremsen 2, 3 fortflanzt. Handelt es sich um eine schlupffreie Normalbremsung mit kleinen bis mittleren Bremsverzögerungen, so ist die mit dem klein haucenden Vakuumverstärker 18 mögliche Servowirkung ausreichend. Ist jedoch der für die Servowirkung repräsentative Aussteuerpunkt des Vakuumbremskraftverstärkers 18 bereits mit der Absicht einer möglichst hohen Bremsverzögerung erreicht und damit keine zusätzliche Servounterstützung durch den Vakuumbremskraftverstärker 18 gegeben, dann wird das Umschaltventil 25 in die Offenstellung geschaltet und die Pumpe 1 in Betrieb gesetzt. In diesem Betriebszustand befindet sich der Stufenkolben 6 unverändert in der oberen Endlage, da die auf den Stufenkolben 6 einwirkende Rückstellfeder 30 so ausgelegt ist, daß in diesem Bremsdruckbereich der Stufenkolben 6 nicht auf das Ventilschließglied 11 einwirkt. Die Pumpe 1 saugt aus dem Bremsdruckgeber 8 Flüssigkeit an und erzeugt einen Förderstrom, der das parallel zum Stufenkolben 6 befindliche Rückschlagventil 29 in die Sperrstellung bewegt. Solange die Pedalkraft nicht wesentlich über den Aussteuerpunkt des Vakuumbremskraftverstärkers 18 erhöht wird, kann infolge des geöffneten Ventilschließgliedes 11 der Pumpenstrom ungehindert über die im Stufenkolben 6 eingelassene Druckmittelverbindung 12 in Richtung des Bremsdruckgebers 8 zurückströmen. Wird jedoch die Pedalkraft erhöht, so übernimmt der Stufenkolben 6 die Funktion eines quasi vom Bremsdruckgeber 8 vordruckgesteuerten Druckbegrenzungsventils, dessen Aufbau und Funktion im nachfolgenden der Darstellung nach Fig. 3 zu entnehmen ist.

Bezüglich des von der Pumpe 1 erzeugten Druckaufbaugradienten ist im Hinblick auf ein gutes Ansprechverhalten der Bremsanlage bei schneller Pedalbetätigung die Pumpe 1 mit voller Förderleistung anzutreiben. Bei wohl dosierter Antrittsgeschwindigkeit des Bremspedals als auch bei entsprechenden Druckhaltephasen empfiehlt sich aus Komfortgründen eine Reduzierung der Pumpenförderleistung, indem der Elektromotor der Pumpe 1 drehzahlregelt oder getaktet angesteuert wird. Auch durch Takten des Umschaltventiles 25 kann eine sog. Saugdrosselung zur Reduzierung der Pumpenförderung erzielt werden. Die Information über den vom Fahrer erzeugten Pedaldruck als auch die Antrittsgeschwindigkeit ist auf an sich bekannte Weise mittels einer in der Erfindung nicht weiter dargestellten Elektronik anhand einer zugehörigen Sensorik auszuwerten, wozu im vorliegenden Ausführungsbeispiel an der Bremsleitung 14 in Nähe des Hauptbremszylinders 19 ein Drucksensor 21 vorgesehen ist. Auch die Verwendung eines Wegsensors am Bremsdruckgeber 8 wäre für diesen Zweck denkbar.

Hinsichtlich der Darstellung nach Fig. 2 ist die Funktionsweise dahingehend gegenüber Fig. 1 abweichend, daß bei Pedalbetätigung zwangsläufig der in die Bremsleitung 14 eingeleitete Druck zur Offenschaltung des 2/2-Wegeventils 17 in der Bypassleitung genutzt wird, so daß in der Offenstellung des 2/2-Wegeventils 17 die Funktion des Stufenkolbens 6 analog zur Erläuterung der Bremsanlage nach Fig. 1 erhalten bleibt.

In Ergänzung zu den Ausführungen nach den Fig. 1 und 2 soll der Aufbau als auch die Funktionsweise der Kolbenbaugruppe 5 im nachfolgenden anhand der Fig. 3 detailliert dargestellt werden. Die Kolbenbaugruppe 5 weist in einem Gehäuse 4 einen axial beweglichen Stufenkolben 6 auf, dessen große Stirnfläche 7 dem hydraulischen Druck des Bremsdruckgebers 8 ausgesetzt ist und dessen gegenüberliegende, kleinere Stirnfläche 9 sowohl dem Druck der Pumpe 1 als auch dem Radbremsdruck unterliegt. Zwischen der kleinen Stirnfläche 9 des Stufenkolbens 6 und einem zur Pumpe 1

und den Radbremsen 2, 3 führenden Druckmittelanschluß 10 ist im Gehäuse 4 ein Ventilschließglied 11 vorgesehen, das bei nicht betätigter Bremse am Druckmittelanschluß 10 ruht und bei betätigter Bremse von seinem Ventilsitz durch hydraulische Kräfte ungehindert abheben kann, da mittels einer an der kleineren Stirnfläche 9 anliegenden Rückstellfeder 30 der Stufenkolben 6 beabstandet zum Ventilschließglied 11 auf einem gehäuseseitigen Anschlag verharret. In den Stufenkolben 6 sind Durchgangskanäle eingebracht, die bereits im vorangegangenen als sog. Druckmittelverbindung 12 beschrieben wurden und bei geöffnetem Ventilschließglied 11 eine ungehinderte Verbindung zwischen dem Druckmittelanschluß 10 und der gegenüberliegenden, zum Bremsdruckgeber 8 führenden Bremsleitung 14 ermöglichen. Die vorgeschlagene Anordnung der Rückstellfeder 30 ist nur eine der Möglichkeiten zur Grundpositionierung des Stufenkolbens 6 am gehäuseseitigen Anschlag. Alternativ wäre denkbar, die Rückstellfeder 30 zwischen der Kolbenstufe und der Gehäusestufe anzuordnen. Ebenso stellt auch die Kanalführung der beschriebenen Druckmittelverbindung 12 nur eine von mehreren Möglichkeiten dar, wobei auch die Art der Kolbenabdichtung im Gehäuse 4 im einzelnen jedermann freigestellt ist. Die Funktion der Kolbenbaugruppe 5 basiert somit auf der Überlegung, daß beide Stirnseiten des Stufenkolbens 6 über die integrierten Druckmittelverbindungen 12 mit dem gleichen hydraulischen Druck des Bremsdruckgebers 8 beaufschlagt werden. Hervorgerufen durch die Flächendifferenz beider Stirnflächen ergibt sich eine resultierende Betätigungskraft, die entgegen der Federkraft das Ventilschließglied 11 auf den Ventilsitz am Druckmittelanschluß 10 drückt, wodurch unmittelbar der Öffnungsdruck des Ventilschließgliedes 11 beeinflußt wird. Die Federkraft muß hierbei so ausgelegt sein, daß im Aussteuerpunkt des Vakuumbremskraftverstärkers der Stufenkolben 6 mit seiner kleineren Stirnfläche 9 auf dem kugelförmigen Ventilschließglied 11 anliegt, sodaß die mit dem Anlauf der Pumpe 1 beginnende hydraulische Verstärkung einsetzen kann. Damit wirkt in Richtung der Radbremsen 2, 3 nach dem Erreichen des Aussteuerpunktes ein Systemdruck, der sich aus dem Hauptzylinderdruck und der Druckdifferenz zwischen Hauptzylinderdruck und Aussteuerdruck ergibt, wobei die Druckdifferenz mit dem hydraulischen Verstärkungsfaktor zu multiplizieren ist, der in Abhängigkeit von der Federkraft im Aussteuerpunkt aus der Flächendifferenz beider Stirnflächen zur Dichtsitzfläche des Ventilschließgliedes 11 gebildet wird. Die erforderliche Federkraft ergibt sich hierbei aus dem Produkt von Aussteuerdruck und Stirnflächendifferenz. Damit läßt sich prinzipiell für jede Radbremse 2, 3 immer eine fußkraftproportionale, komfortable Servowirkung im Zusammenspiel des Vakuumbremskraftverstärkers 18 mit der Pumpe 1 einstellen.

Die Fig. 4 verdeutlicht die der Erfindung zugrundeliegende Verstärkungscharakteristik auf eindrucksvolle Weise, wonach für sich alleine betrachtet die Kennlinie A die durch den Vakuumbremskraftverstärker 18 mögliche Veränderung des Hauptzylinderdrucks PH in Abhängigkeit von der Pedalkraft Ff zeigt und die gestrichelte Kennlinie B den erheblichen Anstieg des Hauptzylinderdrucks beim Überschreiten des Aussteuerpunktes V im Vakuumbremskraftverstärker 18 verdeutlicht. Bis zum Erreichen des Aussteuerpunktes V ist zunächst ein steiler, linearer Zusammenhang zwischen der auf der Abszisse dargestellten Pedalkraft Ff und dem entlang der Ordinate dargestellten Hauptzylinderdruck pH gegeben. Anstelle eines weiteren, durch den Vakuumbremskraftverstärker 18 vorgegebenen flachen Kennlinienverlaufs A wird erfindungsgemäß nunmehr ab dem Aussteuerpunkt V zusätzlich durch die hydraulische Verstärkungswirkung der Pumpe 1 die gewünschte, kontinuierliche Fortsetzung

einer hohen Gesamtverstärkung im Hauptbremszylinder 19 realisiert, sobald der durchschnittliche Bremsenverzögerungsbereich überschritten werden soll.

#### Bezugszeichenliste

- 1 Pumpe
- 2, 3 Radbremse
- 4 Gehäuse
- 5 Kolbenbaugruppe
- 6 Stufenkolben
- 7 Stirnfläche
- 8 Bremsdruckgeber
- 9 Stirnfläche
- 10 Druckmittelanschluß
- 11 Ventilschließglied
- 12 Druckmittelverbindung
- 13 Trennventil
- 14 Bremsdruckleitung
- 15 Bypass-Pfad
- 16, 16' Druckmodulationsventil
- 17 2/2-Wegeventil
- 18 Vakuumbremskraftverstärker
- 19 Hauptbremszylinder
- 20 Vorratsbehälter
- 21 Rücklaufleitung
- 22 Niederdruckspeicher
- 23 Pumpenausgventil
- 24 Druckrückhalteventil
- 25 Umschaltventil
- 26 Geräuschkämpfungskammer
- 27 Blende
- 28 Druckbegrenzventil
- 29 Rückschlagventil
- 30 Rückstellfeder
- 31 Druckschalter
- A, B Kennlinie
- V Aussteuerpunkt
- Ff Pedalkraft
- pH Hauptzylinderdruck

#### Patentansprüche

1. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage mit Radschlupfregelung, mit einem aus einem pedalbetätigten Vakuumbremskraftverstärker und einem Hauptbremszylinder bestehenden Bremsdruckgeber, der über eine Bremsleitung mit wenigstens einem paar Radbremsen verbunden ist, mit einer an der Bremsleitung angeschlossenen Pumpe zur Förderung von Druckmittel des Bremsdruckgebers in Richtung der Radbremsen während der Radschlupfregelung, sowie mit wenigstens einem stromabwärts in die Bremsleitung eingesetzten Druckmodulationsventil zur Variation des Bremsdrucks in den Radbremsen während der Radschlupfregelung, wobei der Vakuumbremskraftverstärker im radschlupffreien Normalbremsbetrieb die Wirkung der Pedalkraft auf den Hauptbremszylinder erhöht, **dadurch gekennzeichnet**, daß die maximale Vakuumbremskraftverstärkung auf einen für die radschlupffreien Normalbremsungen repräsentativen Mittelwert der Radbremsdrücke begrenzt ist, und daß beim Überschreiten des repräsentativen Mittelwertes zusätzlich zur Vakuumbremskraftverstärkung eine hydraulische Verstärkung des Radbremsdrucks durch Inbetriebnahme der Pumpe (1) erfolgt, die auf einen pedalkraftproportionalen Druck eingeregelt ist.
2. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage nach An-

spruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der pedalkraftproportionale Radbremsdruck durch eine von der Pumpe (1) beaufschlagte, in einem Gehäuse (4) der Bremsanlage eingesetzte Kolbenbaugruppe (5) eingestellt wird.

3. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolbenbaugruppe (5) einen Stufenkolben (6) aufweist, dessen große Stirnfläche (7) dem Druck des Bremsdruckgebers (8) ausgesetzt ist und dessen kleine Stirnfläche (9) sowohl dem Druck der Pumpe (1) als auch dem Radbremsdruck unterliegt.

4. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der kleineren Stirnfläche (9) des Stufenkolbens (6) und einem zur Pumpe (1) und den Radbremsen (2, 3) führenden Druckmittelsanschluß (10) im Gehäuse (4) ein Ventilschließglied (11) vorgesehen ist, das in seiner Schließstellung eine über den Stufenkolben (6) in Richtung des Bremsdruckgebers (8) bestehende Druckmittelverbindung (12) trennt.

5. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolbenbaugruppe (5) in Reihenschaltung stromabwärts zu einem elektromagnetischen Trennventil (13) in die Bremsleitung (14) eingesetzt ist.

6. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolbenbaugruppe (5) in einem Bypass-Pfad (15) parallel zu einem in die Bremsleitung (14) eingesetzten elektromagnetischen Trennventil (13) angeordnet ist, das in seiner Grundstellung eine ungehinderte hydraulische Verbindung zwischen dem Bremsdruckgeber (8) und den stromaufwärts zu den Radbremsen (2, 3) gelegenen Druckmodulationsventilen (16, 16') herstellt.

7. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß in der hydraulischen Verbindung zwischen der Pumpe (1) und der Kolbenbaugruppe (5) ein parallel zum Trennventil (13) angeordnetes 2/2-Wegeventil (17) vorgesehen ist.

8. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das 2/2-Wegeventil (17) als in der Grundstellung auf ungehinderten Durchlaß geschaltetes Elektromagnetventil ausgebildet ist, das bei elektrischer Erregung die von der Pumpe (1) kommende Druckmittelverbindung in Richtung der Kolbenbaugruppe (5) trennt.

9. Hydraulische Kraftfahrzeugbremsanlage nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das 2/2-Wegeventil (17) als in der Grundstellung geschlossenes, vom Bremsdruckgeberdruck auf ungehinderten Durchlaß schaltbares Hydraulikventil ausgebildet ist, das in der Offenstellung das Druckmittel der Pumpe (1) zur Kolbenbaugruppe (5) gelangen läßt.

---

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

---

Fig. 1

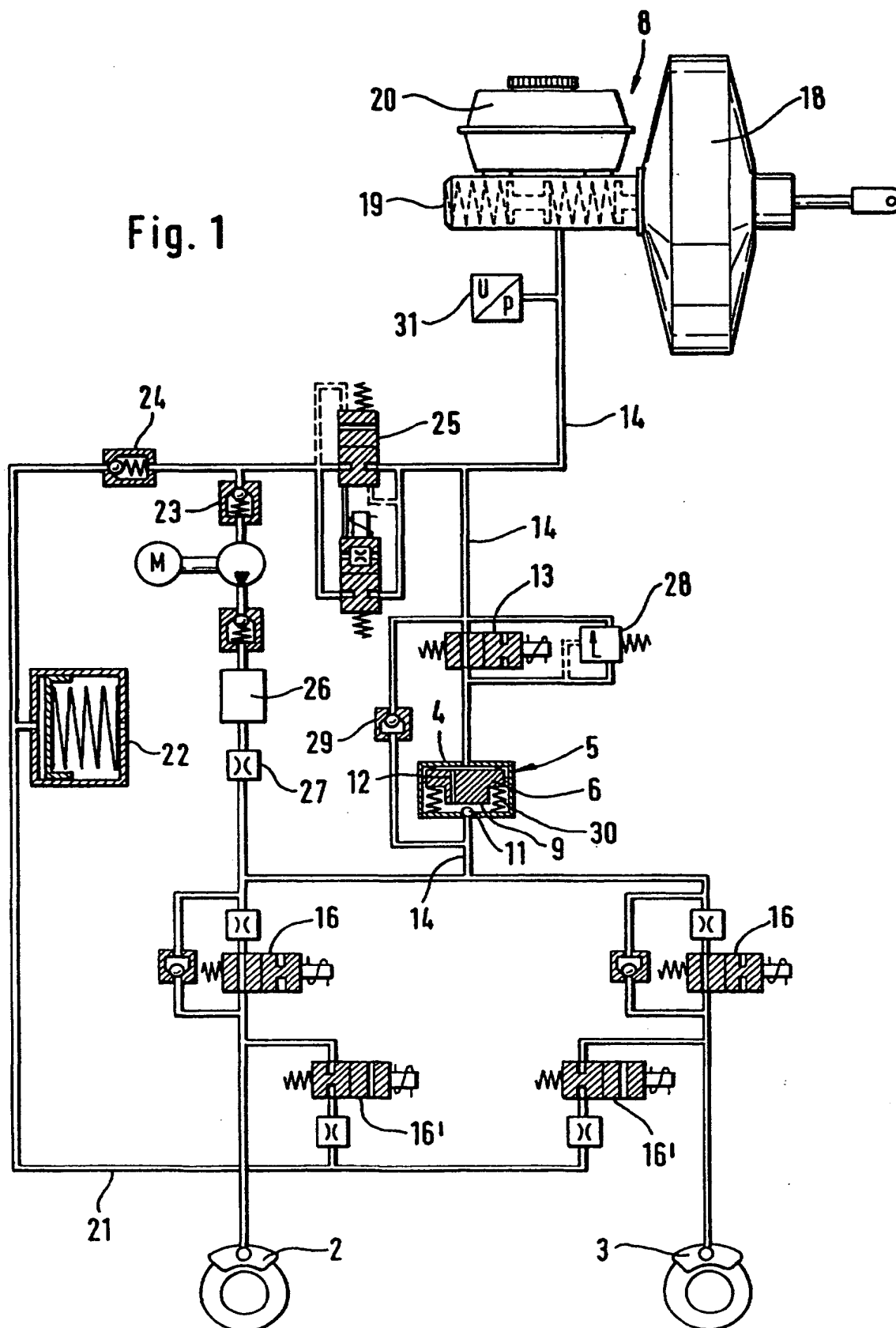




Fig. 2

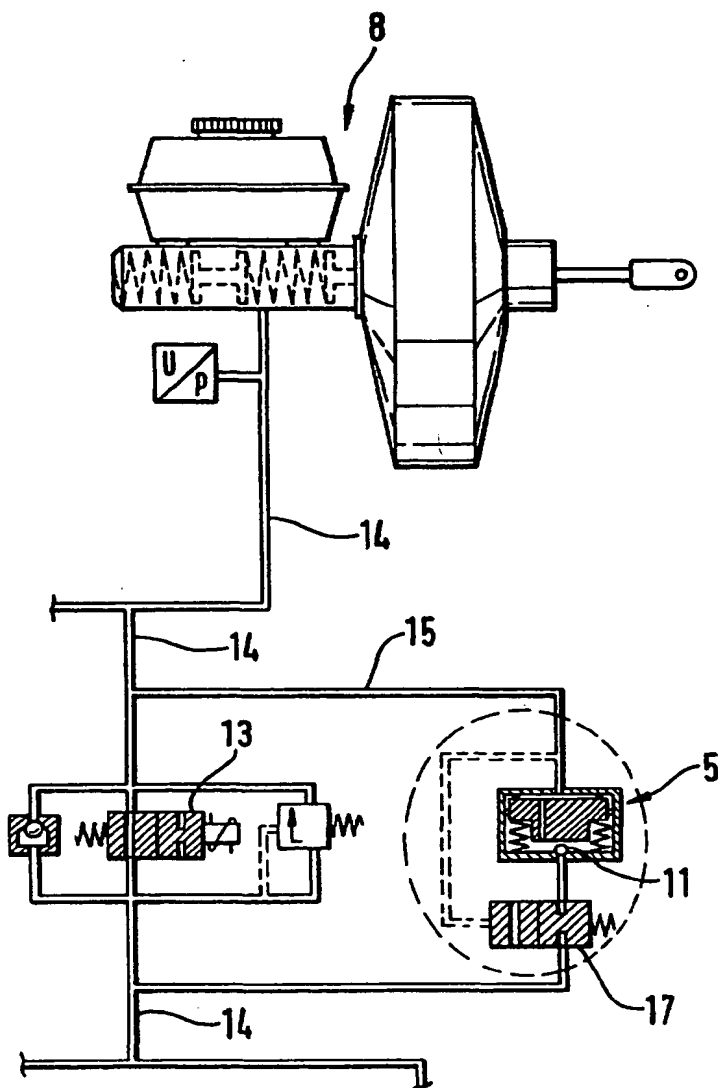


Fig. 3

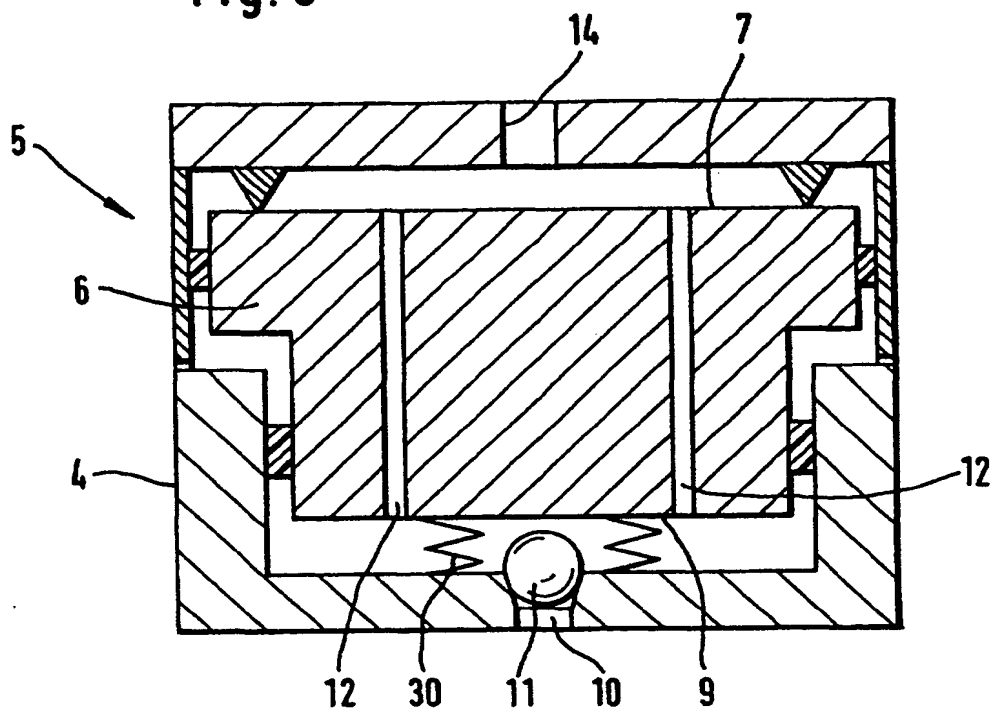
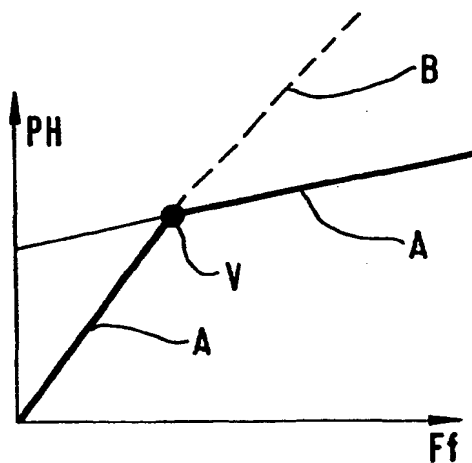


Fig. 4



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**